

В.Л.ЧЕРНЫШЕВ, к.т.н., доц. каф. «ДМ и ПМ» НТУ «ХПИ», г. Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧЕ ТАНКА Т-64Б МЕТОДОМ ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

В статье рассматриваются переходные процессы в силовой передаче танка Т-64Б в режимах запуска двигателя в объектовых условиях, разгона танка на сухой бетонной трассе и его торможения накатом.

Автором используется аналитический метод динамического состояния, позволяющий описывать сложные механические системы в виде дифференциальных уравнений, решаемых обычными методами Рунге-Кутты.

Получены законы изменения во времени угловых скоростей вращения составных деталей бортовой коробки передач, действующих крутящих моментов в зависимости от скорости движения танка и управляющих воздействий механика-водителя на органы управления.

У статті розглядаються перехідні процеси в силовій передачі танка Т-64Б в режимах запуску двигуна в об'єктових умовах, розгону танка на сухій бетонній трасі і його гальмування засобом наката.

Автором використовується аналітичний метод динамічного стану, що дозволяє описувати складні механічні системи у вигляді диференціальних рівнянь, розв'язуваних звичайними методами Рунге-Кутта.

Отримано закони зміни в часі кутових швидкостей обертання деталей БКП та діючих обертових моментів в залежності від швидкості руху танка та керуючих впливів механіка-водія на органи керування.

In clause the transients in power(force) transfer of the tank T-64B in modes of start of the engine in объектовых conditions, dispersal of the tank on a dry concrete line and his(its) braking накатом are considered(examined).

The author uses an analytical method of a dynamic status allowing to describe complex(difficult) mechanical systems as the differential equations, soluble(solved) by usual methods Рунге-Кутта.

The laws of change in time of angular speeds of rotation of compound details of an onboard box of transfers working twisting moments are received depending on speed of movement of the tank and managing influences of the mechanics - driver on bodies of management.

ВВЕДЕНИЕ

Силовые передачи занимают важное место в транспортных средствах передвижения, определяя их тактико-технические характеристики, показатели подвижности и надежности.

При создании новых и модернизации существующих комплексов вооружения, проводится оценка технического уровня, позволяющая выбрать правильные направления конструкторских работ и определить их эффективность.

Семискоростная бортовая коробка передач (БКП), была разработана в начале 60-х годов для танка Т-64 под двигатель 5ТДФ, мощностью 700 л.с..

В 70-е годы БКП была усилена под двигатели В-46, 6ТД и унифицирована для ВГМ тяжелой весовой категории. В настоящее время она является основной трансмиссией танков Т-64, Т-64А, Т-64Б, Т-80УД, Т-72, Т-84, Т-90С, тягачей МТ-Т, инженерных машин БТМ-4М «Тундра», БРМ-3, БРЭМ-1, МТУ-72, МТУ-90, выполненных на шасси МТ-Т, Т-72 и Т-90С, и гусеничных машин ГМ-831..ГМ-835, носителей ракетного вооружения (комплексы С-300В).

В настоящее время БКП работает на пределе своих возможностей, имеет пропускную мощность до 1000 л.с., не отвечает современным требованиям эргономики и управляемости.

1. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ.

Объектом исследования является силовая передача основного боевого танка украинской армии Т-64 Б (рис.1)



Рис. 1 Основной боевой танк Т-64Б

Структурная схема силовой передачи представлена на рис. 2.



Рис.2. Структурная схема силовой передачи танка Т-64Б
Рассмотрим ее основные системы.

1.1. Двигатель 5ТДФ

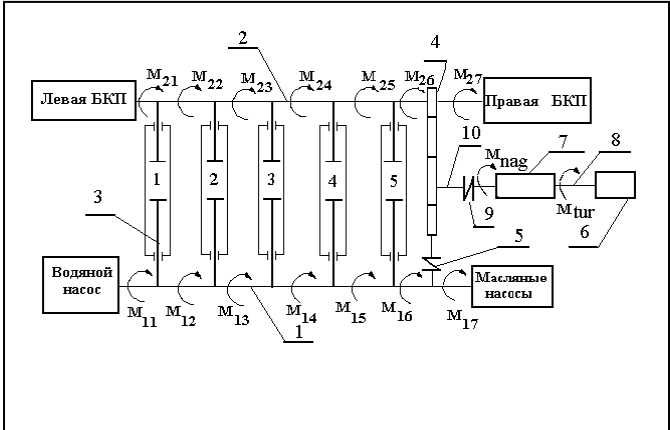
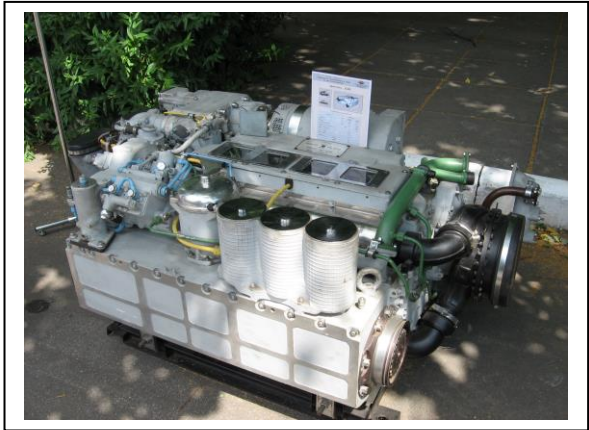


Рис. 3 Дизель 5ТДФ. Общий вид и кинематическая схема

Представляемый метод динамического состояния позволяет решать три класса задач:

- крутильные колебания ДВС в стендовых условиях ;
- крутильные колебания системы «ДВС-трансмиссия»;
- динамика переходных процессов в силовой передаче в режимах разгона и торможения танка.

Рассмотрим третий класс задач

При построении математической модели ДВС были сделаны следующие предположения:

- процессами газообмена, сжатия, смесеобразования и горения
- пренебрегаем;
- крутильными колебаниями коленчатого вала и нагнетателя - пренебрегаем;
- двигатель рассматривается как одна массовая система с моментом инерции $J_{дв}$;

В качестве параметров ДВС используются:

- активный крутящий момент (семейство кривых рис. 4), с учетом затрат мощности на холостые потери и на систему охлаждения, как функция рабочей точки $A(w_{дв}, h_{рtn})$ (рис. 5);

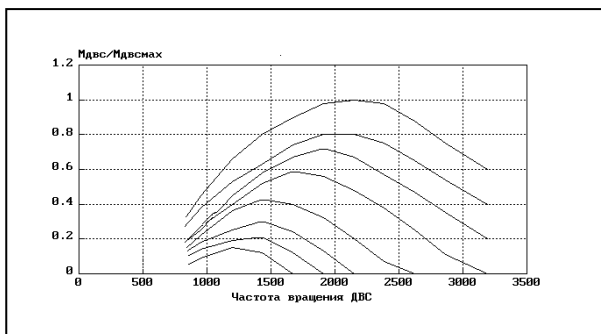


Рис. 4. Зависимость крутящего момента ДВС от положения рабочей точки А

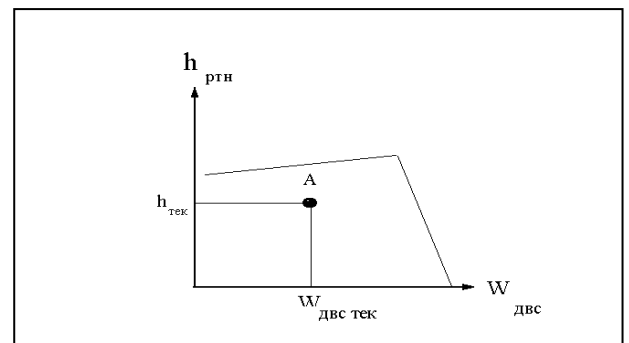


Рис.5. Положение рабочей точки А

Исходными данными для получения выше указанных параметров является многопараметровая характеристика ДВС.

1.2. Всережимный регулятор

Система автоматического регулирования дизелем занимает важное место в реализации алгоритмов управления движением машины и оказывает существенное влияние на переходные процессы в силовой передаче.



Рис. 6 Установка всережимного регулятора на дизеле

На рис. 7 приведена структурная схема всережимного регулятора.

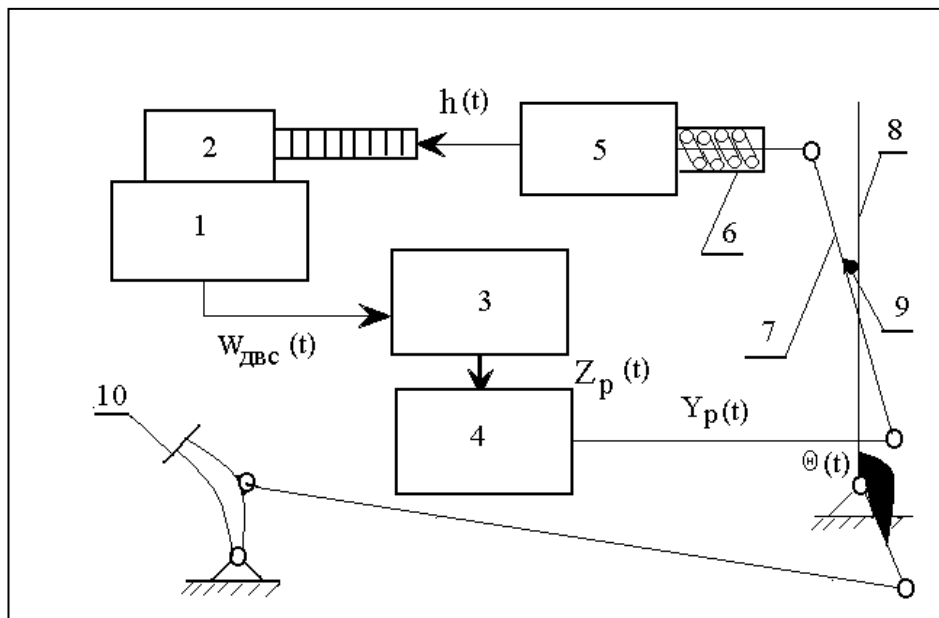


Рис. 7. Структурная схема всережимного регулятора

Цифрами обозначены:

- 1 - объект регулирования (ДВС);
- 2 - формирователь;
- 3 - центробежный измеритель угловой скорости вращения коленчатого вала;
- 4 - сервомотор измерителя угловой скорости;
- 5 - топливный сервомотор;
- 6 - пружина;
- 7 - рычаг обратной связи;
- 8 - рычаг управления;
- 9 - упор;
- 10 - педаль подачи топлива.

При увеличении числа оборотов коленчатого вала, центробежный измеритель угловой скорости вращения 3, имеющий постоянное передаточное отношение 1.113 перемещает золотник сервомотора 4 на величину $Z_p(t)$. При этом поршень сервомотора измерителя переместится на величину $Y_p(t)$. Если рычаг управления 8 неподвижен, то рычаг обратной связи 7 поворачивается относительно неподвижного упора 9 и вызывает перемещение золотника, а значит и поршня топливного насоса, что приводит к изменению положения реек топливных насосов в сторону уменьшения подачи топлива.

При воздействии механиком-водителем на педаль подачи топлива 10 изменяется величина угла $\theta(t)$. Это вызывает вращение по часовой стрелке рычага обратной связи 7 под воздействием пружины 6 относительно вращающегося вправо упора 9 и вызывает перемещение золотника, а значит и поршня топливного насоса, что приводит к изменению положения реек топливных насосов в сторону уменьшения подачи топлива.

1.3. Бортовая коробка передач

Трансмиссия танка Т-64Б состоит из левой и правой бортовых коробок передач (БКП), конструктивно объединенных с бортовыми редукторами.

Общий вид БКП в разрезе представлен на рис. 8.

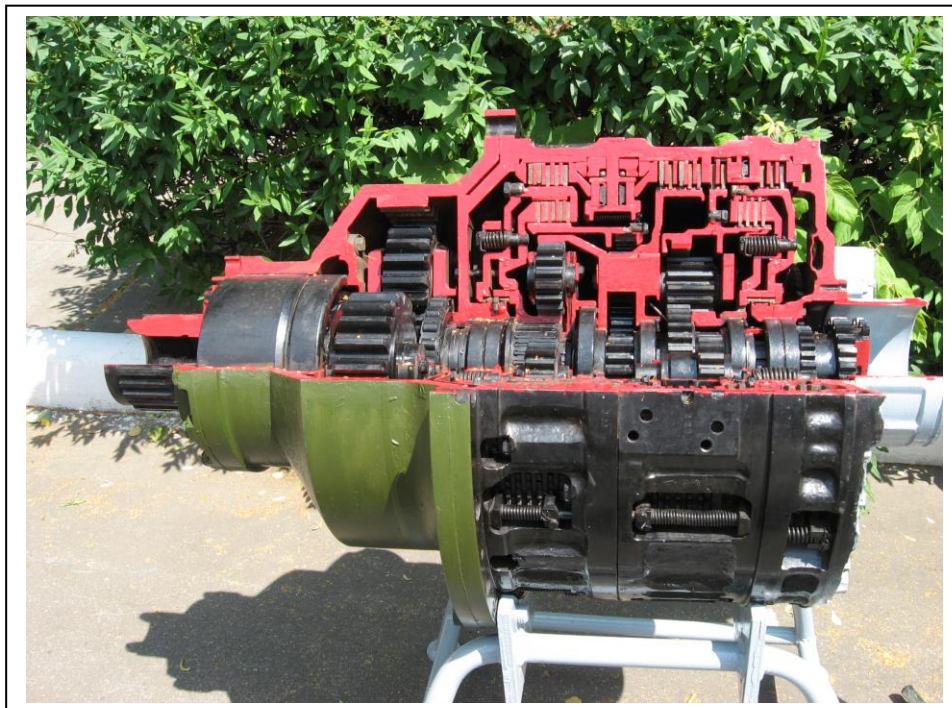


Рис. 8. Разрез БКП.

Кинематическая схема трансмиссии (рис. 9.) обеспечивает реализацию семи передач вперед и одной назад, осуществление поворотов на каждой передач и торможение машины. Изменения скорости движения машины и тяговых усилий, повороты, торможение, отключение двигателя производится включением и выключением определенных фрикционов в КП.

Для включения фрикционов и управления машиной трансмиссия оборудована приводами.

КП установлены в картеры, вваренные в кормовую часть корпуса машины, и крепятся к фланцам этих картеров болтами.

Коробки передач - механические, планетарные, конструктивно одинаковые. Правая КП отличается от левой установкой нагнетающего насоса системы гидроуправления и смазки, удлиненной зубчатой муфтой и горловиной.

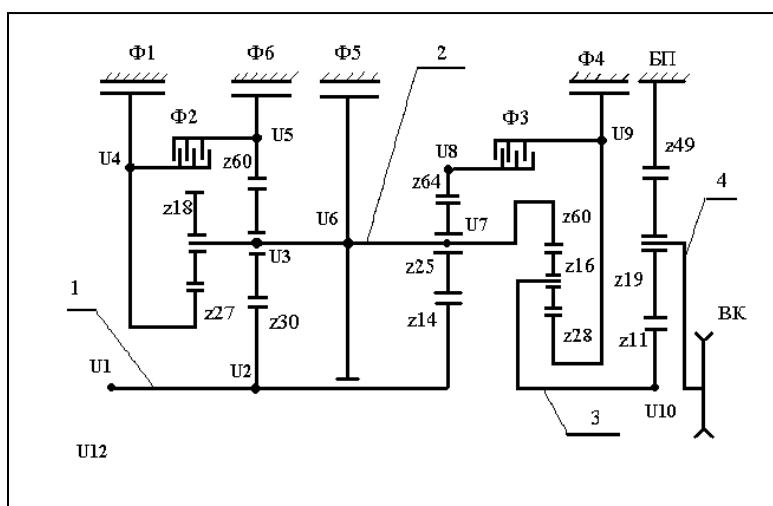


Рис.9. Кинематическая схема БКП

Коробка передач включает в себя четыре планетарных ряда, шесть фрикционов Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 , Φ_4 , Φ_5 , Φ_6 , устройство для механического включения фрикционов Φ_4 и Φ_5 и привод к масляным насосам. Пятым планетарным рядом является бортовая передача (редуктор). Фрикционы являются управляющими элементами планетарных рядов. Фрикционы Φ_1 , Φ_4 , Φ_5 и Φ_6 обеспечивают торможение элементов планетарных рядов, фрикционы Φ_2 и Φ_3 - их блокировку.

В первом планетарном ряду эпицикл отсутствует. Водило первого, второго и третьего планетарных рядов конструктивно выполнено как одна сборочная единица. Сателлиты второго планетарного ряда находятся в зацеплении с солнечной шестерней и эпициклом второго ряда, а также с сателлитом первого планетарного ряда.

Каждый фрикцион состоит из пакета стальных и металлокерамических дисков, бустера, уплотняемого резиновой манжетой, а также отжимного устройства.

Включение фрикционов производится путем подачи масла под давлением по каналам в корпусных деталях в уплотненную манжетой полость за бустером.

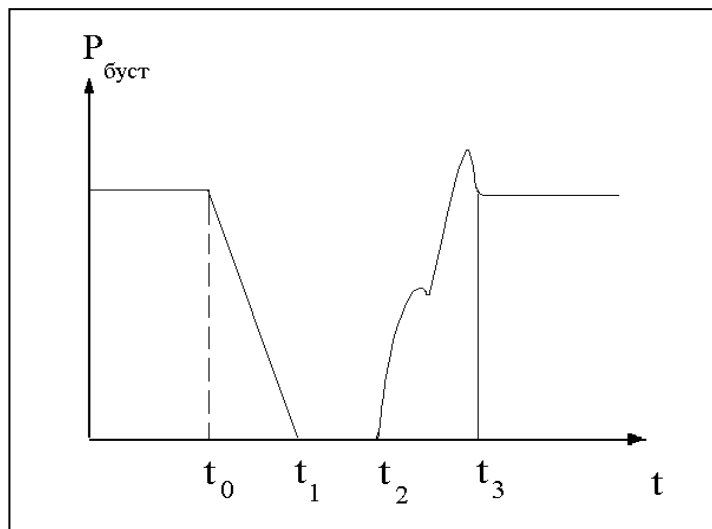


Рис. 10 Закон нарастания давления масла в бустере

При включении фрикционов Φ_2 и Φ_3 , масло подается из корпусных деталей во вращающиеся бустеры и через торцевые уплотнения.

Для смазки и охлаждения деталей КП используется масло из системы гидроуправления. Выключение фрикциона осуществляется снятием давления в полости бустера. При этом бустер возвращается в исходное положение с помощью отжимного устройства. В выключенном фрикционе обеспечивается гарантированный зазор между стальными и металлокерамическими дисками.

Включение фрикционов Φ_4 и Φ_5 , обеспечивающих торможение, кроме того, производится и с помощью специального механизма, который состоит из двух шариковых разжимных устройств, включающих фрикционы при воздействии на педаль привода остановочного тормоза.

Конструктивно все детали КП объединены в сборочные единицы.

Воздействие на педаль остановочного тормоза приводит к возникновению момента сопротивления на солнечных шестернях бортовых передач, которые зависят от относительного перемещения педали.

1.3. Органы управления

В качестве органов управления рассматриваются:

1. Педаль подачи топлива.

Ее входным параметром является скорость перемещения, которая задается механиком-водителем в зависимости от целевой установки на текущий момент времени и текущего состояния параметров машины.

2. Педаль тормоза.

В программе используется упрощенная модель тормоза. Предполагается, что существует линейная зависимость между ее перемещением и возникающим моментом трения (рис. 11).

3. Рычаги МП.

Работа рычагов МП в данной работе не рассматривается, поскольку исследуется упрощенное прямолинейное неравномерное движение машины.

4. Кулиса переключения передач.

Одновременное воздействие механиком-водителем на правую и левую БКП осуществляется с помощью рычага кулисы. Скорость ее перемещения определяется текущим положением и целевой установкой.

1.4. Алгоритмы управления

Программный модуль “водитель” является необходимым звеном в исследовании динамической нагруженности силовой передачи, поскольку устанавливает зависимость между положением органов управления и их скоростями в зависимости от следующих факторов:

1. Реализуемый алгоритм управления движением, предполагает строгую последовательность воздействий на органы управления в зависимости от текущего состояния всей системы.

2. Постоянная времени реакции водителя. В качестве стандартного (нормального) значения принято $\tau_{\text{вод}} = 0.20 \dots 0.25$ сек. В процессе движения машины изменяется величина ускорений на месте механика - водителя, которая существенно влияет на его реакцию.

3. Скорость воздействия водителем на i -й орган управления описывается в виде апериодического звена:

$$T_i \frac{d \varphi_i(t)}{dt} + \varphi_i(t) = \varphi_{\text{экт}}(t);$$

Например. Имеет место разгон изделия на 1 передаче, при этом $i_{\text{гоп}}$ изменяется от 0 до -1. В этом случае $\varphi_{\text{экт}}(t) = -1$. Постоянная времени T_i зависит от многих параметров: классность водителя, время нахождения на маршруте движения (утомляемость) и т. д. В проводимых исследованиях предполагается, что $T_i = \text{const} = 1$.

4. Целевая установка (ICEUS). Весь алгоритм управления движением разбивается на составные части - целевые установки, которые могут повторяться и изменять свою последовательность. Некоторые целевые установки могут иметь дополнительные режимы (IREG). Такой подход существенно упрощает разработку программы управления движением и создает исходные “кирпичики”, обеспечивающие решение достаточно сложных задач.

ICEUS = 1. Режим разгона дизеля из режима минимальных устойчивых оборотов до режима максимальной мощности. При этом рычаг кулисы находится в нейтральном положении.

ICEUS = 2. Разгон танка на i -й передачи за счет перемещения педали подачи топлива и переход на $i+1$ ступень. При этой целевой установке возникает три дополнительных режима:

IREG = 1. Перемещение педали подачи топлива до упора.

IREG = 2. Переключение со ступени i на $i+1$.

IREG = 3. Выдержка временной паузы для включения $i+1$ фрикциона.

ICEUS = 3. Обеспечение максимально возможной скорости движения в течение заданного интервала времени (2 секунды). Данный режим позволяет исследовать нагруженность элементов силовой передачи в квазистационарном режиме и сравнить их с нагрузками, возникающими при переходных процессах в трансмиссии. Входным управляющим звеном является кулиса.

ICEUS = 4. Торможение движения машины и переключение с i на $i-1$ передачу. Здесь так же имеют место три режима:

IREG = 1. Перемещение педали подачи топлива в исходное положение.

IREG = 2. Переключение со ступени i на $i-1$.

IREG = 3. Выдержка временной паузы для включения $i-1$ фрикциона.

ICEUS = 5. Данный режим наступает при положении кулисы в нейтральном положении и выжимании механиком-водителем педали тормоза до упора.

Перечисленные целевые установки охватывают основные случаи работы силовой передачи в режиме прямолинейного движения и позволяют создать научный задел для последующих работ.

2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

В качестве расчетной схемы принимаем 8-ми массовую систему. Критерием построения расчетной схемы являются “внешние” возмущающие моменты, действующие со стороны ДВС, ведущих колес и ФУ. Они “разрезают” кинематическую схему на составные массы.

Каждая из перечисленных масс описывается своим дифференциальным уравнением, в которое входят обобщенные координаты, их производные и действующие крутящие моменты.

Обобщенные координаты позволяют описать любые возможные состояния силовой передачи с учетом структурных изменений, вызываемых включением, выключением и буксованием ФУ.

Для определения обобщенных координат строится матрица динамического состояния A и решается система линейных алгебраических уравнений. На рис. 12 приведен алгоритм расчета подпрограммы “Силовая передача”.

Рассмотрим каждую составную часть алгоритма.

1. Выбранные ранее обобщенные координаты позволяют, используя правило Виллиса и кинематическую схему БКП, определить угловые скорости вращения всех элементов.

2. Предполагается, что каждый ФУ имеет свой закон нарастания давления масла в бустерах. Условие совместной работы двух ФУ (их “перекрывание”) определяется сдвигом между $t_{i,1}$ и $t_{i+1,1}$, которые так же считаются известными (рис.10).

Для управления законом нарастания давления существует временной массив $VRTAY[i,1..4]$, в который для каждого i -го ФУ помещены текущие значения $t_{i,0} \dots t_{i,3}$. Формирование этого массива связано с положением кулисы выбора передачи и положением педали сцепления.

3. Оценка состояния трансмиссии по кинематическому признаку предполагает вычисление скольжения работающих на данной передаче ФУ. Если величина скольжения по модулю меньше 0.5 с^{-1} , то считается, что фрикцион включен. В программе вырабатывается признак, который используется при формировании матрицы динамического состояния.

4. Условимся называть силовую передачу “плавающей”, если не включился ни один из фрикционов. Это достаточно типичное состояние трансмиссии, поскольку запасы фрикционов незначительные, а динамические нагрузки в силовой передаче могут достигать значительных значений. Например, при “пробое” подвески или наезде на препятствие резко возрастает момент сопротивления вращению ведущих колес, который передается в обратном направлении через трансмиссию и вызывает срыв ФУ. Для “плавающей” силовой передачи матрица динамического состояния включает в себя 8 дифференциальных уравнений, которые описывают поведение приведенных масс. Дифференциальные уравнения приводятся к системе 8 линейных алгебраических уравнений, в которых угловые ускорения обобщенных координат рассматриваются как неизвестные.

$$A \cdot X = B$$

Где: A - матрица динамического состояния по кинематическому признаку:

X - столбец неизвестных обобщенных координат:

B - столбец правых частей, в который входят крутящий момент на входе в БКП, моменты трения в ФУ и моменты сопротивления вращению ведущих колес.

5. Решение системы линейных алгебраических уравнений осуществляется стандартными методами.

6. В результате решения системы находятся крутящие моменты на солнечных шестернях Д1..Д4. Они позволяют определить моменты, подводимые к ведущим ($M_{\text{фду}}$) и ведомым ($M_{\text{фдо}}$) частям ФУ и выполнить проверку силового включения ФУ

$$M_{\text{фj}} > \max\{M_{\text{фду}}, M_{\text{фдо}}\};$$

После проверки включаемых на передаче фрикционов, вырабатывается признак состояния БКП по условиям силового включения ФУ.

7. Если условие силового включения не выполнено, то происходит коррекция матрицы динамического состояния A , согласно признаку силового состояния, и осуществляется повторное решение системы (3.6).

8. Если кинематический признак состояния трансмиссии подтверждается силовым - то происходит заполнение массива правых частей общей системы дифференциальных уравнений и выход из подпрограммы.

3. Результаты математического моделирования

В качестве расчетной схемы принимаем 8-ми массовую систему. Критерием построения расчетной схемы являются “внешние” возмущающие моменты, действующие со стороны ДВС, ведущих колес и ФУ. Они “разрезают” кинематическую схему на составные массы.

Каждая из перечисленных масс описывается своим дифференциальным уравнением, в которое входят обобщенные координаты, их производные и действующие крутящие моменты.

Обобщенные координаты позволяют описать любые возможные состояния силовой передачи с учетом структурных изменений, вызываемых включением, выключением и буксованием ФУ.

Для определения обобщенных координат строится матрица динамического состояния A и решается система линейных алгебраических уравнений. На рис. 12 приведен алгоритм расчета подпрограммы “Силовая передача”.

Рассмотрим каждую составную часть алгоритма.

1. Выбранные ранее обобщенные координаты позволяют, используя правило Виллиса и кинематическую схему БКП, определить угловые скорости вращения всех элементов.

2. Предполагается, что каждый ФУ имеет свой закон нарастания давления масла в бустерах. Условие совместной работы двух ФУ (их “перекрытие”) определяется сдвигом между $t_{i,1}$ и $t_{i+1,1}$, которые так же считаются известными (рис.10).

Для управления законом нарастания давления существует временной массив $VRTAY[i,1..4]$, в который для каждого i -го ФУ помещены текущие значения $t_{i,0} \dots t_{i,3}$. Формирование этого массива связано с положением кулисы выбора передачи и положением педали сцепления.

Момент трения в j -м фрикционном устройстве, согласно [6], описывается зависимостью

$$M_{fj} = [P_j(t) - P_{pd,j}] * N_j * F_{bj} * R_{fj} * \mu_{sr};$$

Где:

$P_j(t)$ - текущее давление масла в бустерах;

$P_{pd,j}$ - расчетное противодействие пружин в ФУ;

N_j - число пар трения в ФУ;

F_{bj} - площадь бустера;

R_{fj} - средний радиус трения;

μ_{sr} - коэффициент трения с учетом величины скольжения.

3. Оценка состояния трансмиссии по кинематическому признаку предполагает вычисление скольжения работающих на данной передаче ФУ. Если величина скольжения по модулю меньше 0.5 c^{-1} , то считается, что фрикцион включен. В программе вырабатывается признак, который используется при формировании матрицы динамического состояния.

4. Условимся называть силовую передачу “плавающей”, если не включился ни один из фрикционов. Это достаточно типичное состояние трансмиссии, поскольку запасы фрикционов незначительные, а динамические нагрузки в силовой передаче могут достигать значительных значений. Например, при “пробое” подвески или наезде на препятствие резко возрастает момент сопротивления вращению ведущих колес, который передается в обратном направлении через трансмиссию и вызывает срыв ФУ. Для “плавающей” силовой передачи матрица динамического состояния включает в себя 8 дифференциальных уравнений, которые описывают поведение приведенных масс. Дифференциальные уравнения приводятся к системе 8 линейных алгебраических уравнений, в которых угловые ускорения обобщенных координат рассматриваются как неизвестные.

$$A * X = B$$

Где: A - матрица динамического состояния по кинематическому признаку:

X - столбец неизвестных обобщенных координат:

B - столбец правых частей, в который входят крутящий момент на входе в БКП, моменты трения в ФУ и моменты сопротивления вращению ведущих колес.

5. Решение системы линейных алгебраических уравнений осуществляется стандартными методами.

6. В результате решения системы находятся крутящие моменты на солнечных шестернях Д1..Д4. Они позволяют определить моменты, подводимые к ведущим ($M_{фду}$) и ведомым ($M_{фдо}$) частям ФУ и выполнить проверку силового включения ФУ

$$M_{fj} > \max \{ M_{фду}, M_{фдо} \};$$

После проверки включаемых на передаче фрикционов, вырабатывается признак состояния БКП по условиям силового включения ФУ.

7. Если условие силового включения не выполнено, то происходит коррекция матрицы динамического состояния A , согласно признаку силового состояния, и осуществляется повторное решение системы (3.6).

8. Если кинематический признак состояния трансмиссии подтверждается силовым - то происходит заполнение массива правых частей общей системы дифференциальных уравнений и выход из подпрограммы.

Обобщенные координаты позволяют описать динамику ГОМТ в любом из возможных ее режимах работы, включая переходные процессы при разгоне и торможении, а так же автоколебания в ФУ.

2. Программа испытаний
3. Аналитическое моделирование сложных механических систем методом динамического состояния
4. Результаты моделирования
5. Выводы
6. Список литературы